

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему

„Розробка насоса мотопомпи на параметри: подача $100 \text{ м}^3/\text{год}$,
напір 20м ”

Зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітня програма

„Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика”

Виконавець роботи

Жуков Максим Олександрович

Науковий керівник

к.т.н., професор

Гусак Олександр Григорович

Суми 2020

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 62 аркушів, 10 рисунків, 2 таблиць, 11 джерел, 1 додатків.

Тема кваліфікаційної роботи бакалавра «Розробка насоса мотопомпи на параметри: подача – 100 м³/год, напір - 20м»

Графічна частина містить:

- Складальне креслення насоса;
- Теоретичне і робоче креслення робочого колеса;
- Теоретичне і робоче креслення спірального відводу;
- Робочі креслення деталей.

Приведено опис і обґрунтування вибраної конструкції насоса. Гідродинамічні розрахунки включають: вибір модельного робочого колеса і розрахунок спірального відводу; розрахунок осьової та радіальної сил; розрахунок втрат потужності в торцевому ущільненні та в манжетах.

Розрахунки на міцність підтверджують працездатність та надійність конструкції.

Проаналізовані потенційні небезпеки і шкідливості проектного агрегата і запропоновані заходи по їх усуненню.

Ключові слова: НАСОС, РАБОЧЕ КОЛЕСО, СПІРАЛЬНИЙ ВІДВІД, ВТРАТИ, ОСЬОВА СИЛА, МІЦНІСТЬ.

ЗМІСТ

Завдання на проектування

Реферат

Вступ.....	5
1 Опис та обґрунтування вибраної конструкції насоса.....	6
2 Гідродинамічні розрахунки.....	11
2.1 Вихідні дані для проектування проточної частини насоса.....	11
2.2 Розрахунок робочого колеса.....	11
2.3 Розрахунок і проектування проточної частини спірального відводу.....	12
2.4 Очікуване значення максимального динамічного падіння тиску.....	25
2.5 Розрахунок зовнішніх втрат потужності.....	26
2.6 Розрахунок сил, що діють на ротор.насоса.	35
3 Механічні розрахунки та розрахунки на міцність.....	39
3.1 Розрахунки по вибору підшипників.....	39
3.2 Розрахунок вала на статичну міцність і втому.....	46
3.2 Розрахунок шпоночних з'єднань.....	53
4 Охорона праці.....	55
4.1 Техніка безпеки при експлуатації мотопомпи.....	55
4.2 Розрахунок шумових зон при роботі мотопомпи.....	58
Література... ..	61

ВСТУП

Насос (установка УВ 100/20) призначена для перекачування води з температурою від 277°K (4°С) до 363°K (90°С), водневим показником (рН) від 6 до 10, із вмістом механічних домішок не більше 10 г/л, з них абразивних не більше 2 г/л і крупністю не більше 0,2 мм для зрошувальних, будівельно-монтажних, осушувальних та інших робіт.

1 ОПИС ТА ОБГРУНТУВАННЯ ВИБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Насос для установки УВ 100/20 розроблений з урахуванням досвіду проектування, виготовлення насоса багатоцільової мотопомпи ММ7/100 з карбюраторним двигуном ДН-4 і має в своїй конструкції з метою уніфікації вузли та деталі, що використовуються заводом виробником.

Насос є роторно-динамічною машиною з напіввідкритим робочим колесом, з осьовим підводом рідини і спіральним відводом. Базовим вузлом насоса є уніфікований корпус, за допомогою якого насос кріпиться до двигуна. В корпусі на двох кулькових підшипниках, які сприймають осьове і радіальне навантаження, встановлений вал із закріпленими на ньому робочим колесом, шестернею, яка передає обертання на привод вакуумного насоса, і барабаном, що сприймає крутний момент від відцентрової муфти. Порожнина корпусу між підшипниками заповнюється оливою та ущільнюється двома манжетами. В якості кінцевих ущільнень вала вибрані ущільнення торцевого типу. З метою уніфікації вузел ущільнення запозичений у заводу-виробника.

Напорний патрубок відводу насоса має прямокутний фланець, до якого за допомогою чотирьох шпильок кріпиться засувка. У фланці передбачений отвір для під'єднання мановакуумметра. Передня кришка має різьбовий патрубок з головкою для під'єднання всмоктувального рукава. В нерабочому стані для запобігання попадання забруднення у внутрішню порожнину насоса головка закрита заглушкою.

Гумові ущільнюючі кільця слугують для герметизації деталей та вузлів насоса. По закінченню роботи злив води із внутрішніх порожнин насоса производится за допомогою крана, який розташований у нижній частині

відвода. Встановлення насосного агрегата на рамі здійснюється за допомогою кронштейна, який закріплений на відводі.

Заповнення всмоктуючої лінії та насоса водою під час пуску здійснюється вакуумною системою мотопомпи ММ 7/100 в конструкцію якої внесені несуттєві зміни. Відключення вакуумнасоса проводиться як автоматично, так і вручну за допомогою тяги. Для виключення попадання забруднення з напорної і всмоктувальної порожнин насоса в порожнину вакуумнасоса передбачена система очистки, яка складається з двох сітчатих фільтрів. У випадку забруднення сіток, фільтри легко розбираються без від'єднання гумотканих трубок, які сполучують відповідні порожнини насоса і вакуумнасоса.

Вакуумний насос (рис. 1.1) кріпиться трьома шпильками до корпусу привода і далі до фланця корпусу відцентрового насоса зі сторони глушника мотопомпи.

Ротор 15 обертається в гільзі, що запресована в корпус 3, в якому виконані діаметрально розташовані пази для підводу і видалення повітря з порожнини відцентрового насоса. Ротор і гільза виготовлені з нержавіючої сталі і загартовані. Обертання ротору передається від вала привода вакуумного насоса через фрикціон 1.

Під дією відцентрових сил пластини 16, що розташовані в пазах ротора переміщуються в радіальному напрямку, щільно прилягають і ковзають по внутрішній поверхні гільзи. Завдяки ексцентричності встановлення ротора, в порожнині А корпусу 3, а значить, і в порожнині під діафрагмою 24 створюється розрідження, яке приводить до прогину діафрагми вниз. Клапан 21 відкривається, і повітря з всмоктувальної порожнини насоса мотопомпи

через штуцер 18, отвори в корпусі 3 і пластині 19 прямує в порожнину А і потім виходить атмосферу.

Для підвищення ефективності роботи вакуумного насоса одночасно через штуцер 25 в гільзу з спеціального бачка, закріпленого на рамі мотопомпи, подається в невеликій кількості олива. При додатніх температурах оточуючого повітря замість оливи в бачок допускається заливати воду. Після того, як всмоктувальна лінія буде заповнена водою і насос мотопомпи почне працювати, вода з напорної лінії через штуцер 17, що загвинчений в корпус механізму відключення 5, поступає в порожнину В відтискуючи зі стаканом 6 діафрагму 7 до упору в втулку 9, після чого починається переміщення вала 4 ротора з одночасним стискуванням пружини 13. зчеплення фрикціону 1 з валом привода вакуумного насоса порушується і ротор перестає обертатися. Розрідження в порожнині А зникає і клапан 21 під дією пружини 23 підтискується вгору і закриває перепускний отвір в пластині 19. в разі «зриву струмини» в всмоктувальній лінії, тиск в порожнині В понижується і вакуумний насос автоматично включається, повторюючи вищеописаний цикл роботи.

Взимку вода в порожнині В може замерзнути і порушити працездатність вакуумного насоса. Для попередження цього в конструкції передбачено ряд отвів, показаних в перерізі Д-Д, завдяки яким вода може циркулювати з порожнини В в порожнину Г і потряпляти через штуцер 18 в порожнину відцентрового насоса.

Вал 4 ротора встановлений у підшипниках ковзання, які є втулками, запресованими в передній кришці 2 і корпусі 5. Втулки виготовлені з карбофена, який має велику зносостійкість при високих швидкостях обертання. З цього ж матеріалу виготовлені пластини 16 ротора і упорне кільце, що приклеєне до втулки 9.

Якість роботи вакуумного насоса багато в чому визначається величиною зазорів, які повинні бути мінімальними між торцями ротора, платин 16 і прилеглих площин бронзових деталей 2 і 5, а також якістю обробки цих площин.

Для злиття залишків води після закінчення роботи передбачений кран 14. Тяга 27 служить для примусового закривання клапана 21 під час перевірки герметичності насоса і всмоктуючої лінії. При такій перевірці в кінці всмоктуючої лінії встановлюється заглушка, включається двигун і вакуумний насос. Після створення розрідження тяга 27 вручну відтягується в крайнє положення і втримується в ньому за допомогою фіксатора 26, після чого двигун виключається.

За ступенем падіння розрідження у внутрішніх порожнинах насоса і всмоктуючих рукавах можна судити про їх герметичність. А за величиною створюваного розрідження – про працездатність вакуумного насоса.

2 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

2.1 ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ НАСОСА

Подача $Q = 100 \text{ м}^3/\text{г}$

Напор (не менше) $H = 20 \text{ м}$

Частота обертання вала насоса $n = 3800 \text{ об/хв}$

Споживана потужність (не більше) $N = 13,2 \text{ кВт}$

Допустимий кавітаційний запас $\Delta h = 5 \text{ м}$

Конструкція проточної частини насоса повинна передбачувати можливість перекачування рідини з включеннями, в тому числі абразивними, мати широкий діапазон максимального значення ККД.

2.2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО КОЛЕСА

Проточна частина розробленого насоса складається з напіввідкритого робочого колеса правого обертання, що має п'ять просторових лопатей і спірального відвода. Розрахунок робочого колеса виконаний по методу подібності з використанням експериментально відпрацьованих робочих органів. Визначальним при розрахунку було рівність коефіцієнта швидкохідності n_s , подібність конструкції, знаходження потрібного n_s в оптимальній за ККД зоні характеристики. Основні геометричні розміри проточної частини робочого колеса наведені в таблиці 2.1, а повністю на теоретичному кресленні робочого колеса.

Таблиця 2.1 – Основні розміри робочого колеса

Зовнішній діаметр, м	Діаметр входу, м	Ширина на виході, м	Число лопатей	Форма лопатей
0,13	0,097	0,0185	5	просторова

2.3 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКУВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ

2.3.1 Основні положення і позначення

Необхідність проектування спірального відводу зумовлено тим, що до складу модельної проточної частини входить робоче колесо і напрямний апарат.

Спіральний відвід це (рис.2.1) камера змінного перерізу (власне спіраль), яка розташована навколо робочого колеса і напорний патрубок у формі дифузора. Нарощування розмірів радіальних перерізів проходить у напрямку обертання робочого колеса, починаючи від язика, де площа перерізу дорівнює нулю, до вихідного (розрахункового) перерізу.

Розміри и форму спіральної частини відводу характеризують наступні величини (рисунки 2.1 и 2.2). Діаметр початкового кола D_0 , ширина входу у відвід (стала для всіх перерізів спіралі) – B_0 , кут охопту спіральної камери $\phi_{\text{роз.}}$.

Величини D_0 і B_0 визначаються в залежності від розмірів робочого колеса, коефіцієнта швидкохідності $n_{\text{ста}}$ конструктивного виконання насоса.

Співвідношення a/h характеризує нахил бокових стінок спіралі. В проєктуємій конструкції воно виконано різним – передбачено збільшення до виходу зі спіралі.

Висота H і радіуси зовнішньої стінки перерізу R і r – величини змінні для різних перерізів і залежать від площі F даного перерізу.

Радіус закруглення бокових стінок на вході r' – сталий для всіх перерізів.

2.3.2 Вибір базових розмірів спіралі і її перерізів

Розрахунок проточної частини спірального відводу виконаний згідно методики, що наведена в [3].

Діаметр початкового кола вибираємо за умовою:

$$D_0 = (1.03 - 1.06) D_2, \quad (2.1)$$

$$D_0 = (1.03-1.06) \cdot 0.130 = 0.1339 \div 0.1378 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_0 = 0.136 \text{ м.}$

Ширина входу визначається за формулою:

$$b_0 = m \cdot b_2, \quad (2.2)$$

де b_2 – ширина виходу робочого колеса;

m – коефіцієнт, значення якого залежать від n_s .

$$\text{Для } n_s = 245 \quad m = 1,35 [3]$$

$$\text{Тоді } b_0 = 1,35 \cdot 0,0185 = 0,025 \text{ м.}$$

Радіус закруглення r' визначається за умовою:

$$r' = (0.5-0.7) \cdot b_0, \quad (2.3)$$

$$r' = (0.5-0.7) \cdot 0.025 = 0.0125 \div 0.0175 \text{ м.}$$

Приймаємо радіус закруглення $r' = 0,0125 \text{ м.}$ Нахил бокових стінок задаємо співвідношенням a/h (рис. 2.2). При цьому бокова стінка утворюється по дотичній до дуги радіуса r' , проведенного через точку Т. У розрахунковому перерізі (8-8) прийнято співвідношення $a/h=0,853$ і $h=75 \text{ мм.}$

Кут охопту спіралі $\beta_{\text{роз.}}$ залежить від коефіцієнта швидкості n_s і відповідно з рекомендацією [3] при $n_s=245$ $\beta_{\text{роз.}}=320^\circ$.

2.3.3 Побудова розрахункового перерізу

Маючи основні розміри перерізу, що визначаються двома боковими стінками, показаними на рисунку 2.2, шляхом підбору знаходиться переріз, який після графічної перебудови за методом [3], забезпечує необхідну величину приведенного перерізу.

Площа приведенного перерізу $F_{пр}$, m^2 повинна задовільняти рівнянню:

$$F_{пр} = \frac{0.95Q \cdot S_{роз}}{K_2} \cdot \rho, \quad (2.4)$$

де Q – подача насоса в розрахунковому режимі, m^3/c ;

$S_{роз.}$ – частина витрати, що проходить через розрахунковий переріз і визначається співвідношенням:

$$S_{роз.} = \frac{\varphi_{роз.}^0}{360^0}; \quad (2.5)$$

K_2 – момент швидкості на виході з робочого колеса, m^2/c ;

ρ – полюсна відстань, приймається рівною $D_0/2$, м.

Момент швидкості на виході з робочого колеса розраховується наступним чином. Згідно з основним рівнянням лопатевого насоса маємо:

$$K_2 = \frac{g \cdot H}{\omega \cdot \eta_c}, \quad (2.6)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили ваги;

H – напор насоса в розрахунковому режимі, м;

ω – кутова швидкість обертання робочого колеса, що дорівнює $\frac{\pi \cdot n}{30}$,

де n – частота обертання, об/хв;

$\eta_r = 0,702$ – гідравлічний ККД насоса, відомий з розрахунку робочого колеса.

$$\omega = \frac{3.14 \cdot 3800}{30} = 397.73 \text{ c}^{-1},$$

$$K_2 = \frac{9.81 \cdot 20}{397.73 \cdot 0.702} = 0.7027 \text{ м}^2 / \text{с},$$

$$S_{\text{роз.}} = \frac{320}{360} = 0.8889, \quad \rho = \frac{0.136}{2} = 0.068,$$

$$F_{\text{пр.}} = \frac{0.95 \cdot 0.02778 \cdot 0.8889}{0.7027} \cdot 0.068 = 2.27 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Знаходження приведеної площі $F'_{\text{пр}}$ графічною побудовою наведено на рисунку 2.3.

$$F'_{\text{пр}} = 2,283 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Неспівпадання з $F'_{\text{пр}}$ розраховується за формулою (2.4):

$$\delta = \left| \frac{F'_{np} - F_{np}}{F_{np}} \right| \cdot 100\% , \quad (2.7)$$

$$\delta = \left| \frac{2,283 \cdot 10^{-3} - 2,27 \cdot 10^{-3}}{2,27 \cdot 10^{-3}} \right| \cdot 100\% = 0,6\% .$$

Площі проміжних перерізів розраховуються за формулою:

$$F_n = F_{роз} \cdot \frac{\varphi_n}{\varphi_{роз}} , \quad (2.8)$$

де φ_n – кутова відстань даного перерізу від язика спіралі.

$$F_{роз} = 3358 \text{ мм}^2.$$

Таблиця 2.2 – Площі проміжних перерізів

Переріз	Кут, °	F_n , формула (2.8), мм ²	F_n факт, мм ²	Похибка, %
1-1	5	52,5	52,5	-
2-2	50	524,7	517	1,5
3-3	95	997	1015	1,8
4-4	140	1469	1444	1,7
5-5	185	1941	1929	0,6

6-6	230	2414	2384	1,2
7-7	275	2886	2863	0,8

Невідповідність фізичної площі проміжних перерізів (див. теоретичне креслення спірального відводу) і розрахованої за формулою (2.8) оцінювалось похибкою:

$$\delta = \left| \frac{F_n - F_{n \text{ факт}}}{F_n} \right| \cdot 100\% . \quad (2.9)$$

Результати розрахунку за формулою (2.9) наведені в таблиці 2.2.

2.3.5 Побудова плану спіралі

Після розмічення осей всіх перерізів від кола D_0 відкладуються висоти перерізів H . Отримані точки з'єднуються дужками різних радіусів. Радіуси плавно збільшуються по мірі віддалення від язика спіралі. Дужка кожного радіуса без перегинів з'єднується з дужкою наступного. Це визначається умовою - точка з'єднання двох сусідніх дужок і центри їх кривизни повинні знаходитись на одній прямій.

2.3.6 Побудова дифузора

Форма і розміри дифузора (рисунок 2.4) в основному визначаються довжиною L , вихідним діаметром $D_{вих}$ і формою нижньої основи конуса, який розташований в площині розрахунку (8-го) перерізу.

Кут конусності дифузора вибирається з умови забезпечення мінімальних гідравлічних втрат і визначається як тілесний рівень ($\sigma_{екв}$) еквівалентного колового конуса тієї ж довжини L , що має в основі кола з діаметрами $D_{вих}$ і $d_{екв}$.

Діаметр $d_{екв}$ визначається за формулою:

$$d_{екв} = \sqrt{\frac{4F_H}{\pi}}, \quad (2.10)$$

де F_H – площа нижньої основи конуса.

$$F_H = F_{росч.} = 3358 \text{ мм}^2.$$

$$d_{екв} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3358}{3.14}} = 65 \text{ мм}.$$

Величина ($\beta_{екв}$) знаходиться з виразу

$$\delta_{екв.} = 2 \arctg \left(\frac{D_{вих} - d_{екв}}{2L} \right). \quad (2.11)$$

$$\delta_{екв.} = 2 \arctg \left(\frac{86 - 65}{2 \cdot 120} \right) = 10^\circ.$$

Для виготовлення відводу на теоретичному кресленні наведені два поперечних перерізів (9-9) и (10-10).

2.4 ОЧІКУВАНЕ ЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНОГО ДИНАМІЧНОГО ПАДІННЯ ТИСКУ

Очікуване значення максимального динамічного падіння тиску можна оцінити за формулою ВІГМ [5]:

$$\Delta h_{g \max} = m \cdot \frac{V_{\text{вх}}^2}{2g} + n \cdot \frac{W_1^2}{2g}, \quad (2.12)$$

де $V_{\text{вх}}$ – абсолютна швидкість у вхідній воронці робочого колеса;

W_1 – відносна швидкість на вхідній кромці робочого колеса;

m, n – коефіцієнти.

За умов, близьких до безударного входу потоку на лопать (за відсутності кутів атаки) орієнтовно приймаємо:

$$m = 1.0 \div 1.2 \text{ и } n = 0.3 \div 0.4.$$

Швидкість у вхідній воронці:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2)}. \quad (2.13)$$

$$D_0 = 0,09694 \text{ м}, \quad d_{\text{вт}} = 0,0409 \text{ м},$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0.02778}{3.14 (0.09694^2 - 0.0409^2)} = 4.58 \text{ м/с}.$$

Відносна швидкість W_1 :

$$W_1 = \sqrt{V_0^2 + U_1^2}, \quad (2.14)$$

де $U_1 = \omega \cdot R$ – переносна швидкість.

Відносна швидкість на радіусі найбільш віддаленої точки вхідної кромки від осі колеса:

$$W_1 = \sqrt{4.58^2 + \left(397.7 \cdot \frac{0.09694}{2}\right)^2} = 19.82 \text{ м/с}.$$

Тоді

$$\Delta h_{g \max} = 1.1 \cdot \frac{4.58^2}{2 \cdot 9.81} + 0.3 \cdot \frac{19.82^2}{2 \cdot 9.81} = 7.18 \text{ м}.$$

Відносна швидкість на вхідній кромці в районі основного диска:

$$W_1 = \sqrt{4.58^2 + \left(397.7 \cdot \frac{0.06892}{2}\right)^2} = 14.45 \text{ м/с}.$$

Тоді

$$\Delta h_{g \max} = 1.1 \cdot \frac{4.58^2}{2 \cdot 9.81} + 0.3 \cdot \frac{14.45^2}{2 \cdot 9.81} = 4.37 \text{ м}.$$

2.5 РОЗРАХУНОК ЗОВНІШНІХ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ

Для побудови розрахункової характеристики насоса необхідно визначити зовнішні втрати потужності, врахувати їх в характеристиці потужності і в ККД. До зовнішніх втрат потужності в даній конструктивній схемі слід віднести об'ємні втрати: витоки перекачуваної рідини через

торцеве ущільнення, і механічні втрати – втрати в підшипниках кочення, в торцевому ущільненні і в манжетах. У зв'язку з тим, що подача насоса достатньо велика (100 м³/год), а витoki рідини через торцеве ущільнення носять капельний характер (складають менше 0,001 %), зовнішні об'ємні втрати не враховуються.

При розрахунку зовнішніх втрат не враховувались також механічні втрати в приводі вакуумного насоса (втрати в підшипниках і манжетах).

2.5.1 Розрахунок втрат потужності в підшипниках

Втрати потужності в підшипниках кочення залежать від величини навантаження, що сприймається підшипником, частоти обертання і властивостей мастила. За нормальних умов експлуатації і правильно підбраному змащуванню можливо з достатньою точністю визначити величину моменту тертя, використовуючи коефіцієнт тертя, який приведений в [1]. Для радіального однорядного кулькового підшипника $m = 0,0015$.

Момент тертя визначається за формулою:

$$M = \frac{m \cdot P \cdot d}{2}, \quad (2.15)$$

де P – навантаження на підшипник, розраховане в пункті 3.1 даної розрахунково-пояснювальної записки;

d – діаметр вала під підшипником.

$d_1 = 0.04$ м ; $d_2 = 0.025$;

$$M_1 = 0.0015 \cdot 2555 \cdot \frac{0.04}{2} = 0.07665 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_2 = 0.0015 \cdot 319 \cdot \frac{0.025}{2} = 0.005981 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для двух підшипників N308 и N205 сумарний момент тертя дорівнює

$$M_n = M_1 + M_2. \quad (2.16)$$

$$M_n = 0.07665 + 0.005981 = 0.082631 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Втрати потужності натертя в підшипниках:

$$N_n = M_n \cdot \omega, \quad (2.17)$$

де $\omega = \pi n / 30$ – кутова частота обертання ротора.

Тоді

$$N_n = M_n \cdot \frac{\pi n}{30}. \quad (2.18)$$

$$N_n = 0.082631 \cdot \frac{3.14 \cdot 3800}{30} = 32.5 \text{ Вт}.$$

2.5.2 Розрахунок втрат потужності в торцовому ущільненні

Розрахункова схема торцового ущільнення насоса наведена на рисунку 2.5.

Потужність, що втрачається в парі тертя торцового ущільнення насоса визначається згідно [4] за формулою:

$$N_T = 16.16 \cdot 10^{-6} \cdot b \cdot d_{cp}^2 \cdot f \cdot P_{нит} \cdot n, \quad (2.19)$$

де b – ширина ущільнюючого пояска, см;

$b = 0,3$ см;

d_{cp} – середній діаметр ущільнюючого пояска, см;

$P_{нит}$ – питомий тиск у парі тертя, кгс/см²;

$f = 0,05 \div 0,15$ – коефіцієнт тертя;

n – частота обертання вала, об/хв.

$$d_{cp} = \frac{d_{зов} + d_{вн}}{2}, \quad (2.20)$$

де $d_{зов}$ – зовнішній діаметр ущільнюючого пояска, см;

$d_{нар} = 3,9$ см;

$d_{вн}$ – внутрішній діаметр ущільнюючого пояска, см;

$d_{вн} = 3,3$ см.

$$d_{cp} = \frac{3.9 + 3.3}{2} = 3.6 \text{ см.}$$

За умови прийняття наближеної трикутної епюри розподілу тиску в щілині торцевого ущільнення, можна скористатись формулою для визначення питомого тиску на контактних поверхнях [8]:

$$P_{num} = \frac{P_{np} - T + \frac{\pi P_0 (d_{30в}^2 + d_{30в} \cdot d_{вн} + d_{вн}^2 - 3d_0^2)}{12}}{\frac{\pi (d_{30в}^2 - d_{вн}^2)}{4}}$$

де P_{np} – сила від пружини, $P_{np} = 12$ кгс;

T – сила тертя (в розрахунках силою T нехтуємо)

P_0 – ущільнюючий тиск;

$P_0 = 2$ кгс/см² (приймаємо максимально можливе значення);

$d_0 = 3$ см – діаметр вала під торцевим ущільненням.

$$P_{num} = \frac{12 + \frac{3.14 \cdot 2 (3.9^2 + 3.9 \cdot 3.3 + 3.3^2 - 3 \cdot 3^2)}{12}}{\frac{3.14 (3.9^2 - 3.3^2)}{4}} = 5.4 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2},$$

$$N_T = 16.16 \cdot 10^{-6} \cdot 0.3 \cdot 3.6^2 \cdot 0.1 \cdot 5.4 \cdot 3800 = 0.129 \text{ кВт.}$$

2.5.3 Розрахунок втрат потужності в манжетах

Потужність N_f в манжетах внаслідок малих витоків практично дорівнює тепловиділенню Q_f в зоні контакту і розраховується за формулою [8]:

$$N_f = Q_f = M_f \cdot \omega = 0.5\pi f P D^2 \omega, \quad (2.22)$$

де M_f – момент тертя, Н.м;

ω – кутова швидкість обертання вала, рад/с;

$$\omega = \pi n / 30;$$

D – діаметр вала під манжетою;

f – коефіцієнт тертя;

P – результуюче питоме контактне зусилля, що визначається за формулою:

$$P = P_m + P_{\text{и}} + P_n + P_p, \quad (2.23)$$

де P_m – зусилля від розтягування манжети;

$P_{\text{и}}$ – зусилля від згину манжети внаслідок експеримента;

P_n – зусилля від розтягування пружини;

P_p – зусилля від тиску рідини на профіль манжети.

В нашому випадку $P_p = 0$.

Питома сила тертя ($P_f = f \cdot P$) для манжет з різними параметрами змінюється в порівняно вузьких межах. Для манжети з гуми на основі СКН-26 при відсутності тиску в корпусі і $t = 50^\circ\text{C}$ [8]

при $D = 40$ мм $P_f = 1 \cdot 10^2$ Н/м;

при $D = 25$ мм $P_f = 1,5 \cdot 10^2$ Н/м.

Для двох манжет втрати потужності на тертя:

$$N_f = N_{f1} + N_{f2}. \quad (2.24)$$

$$N_{f1} = 0.5 \cdot 3.14 \cdot 10^2 \cdot 0.04^2 \cdot \frac{3.14 \cdot 3800}{30} = 100 \text{ Вт}$$

$$N_{f2} = 0.5 \cdot 3.14 \cdot 1.5 \cdot 10^2 \cdot 0.025^2 \cdot \frac{3.14 \cdot 3800}{30} = 60 \text{ Вт}$$

$$N_f = 100 + 60 = 160 \text{ Вт}$$

Таким чином сумарні втрати потужності без урахування втрат в приводі вакуумного насоса:

$$N_0 = N_n + N_T + N_f = 0.0329 + 0.129 + 0.160 = 0.32 \text{ кВт.}$$

Розрахункова характеристика насоса з урахуванням зовнішніх механичних втрат наведена на рисунку 2.6.

2.6 РОЗРАХУНОК СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА РОТОР

2.6.1 Розрахунок осьових сил, що діють на ротор

Розрахунок осьового зусилля, що діє на ротор насоса при установці напіввідкритого (без покривного диска) робочого колеса, проводимо за методикою, викладеній в [5].

Результуюче осьове зусилля визначається за формулою:

$$F = F_{Z1}^0 + F_{Z1}^{\Pi} + F_{Z2} + F_{Z3}, \quad (2.25)$$

де F_{Z1}^0 - сила тиску рідини на зовнішню стінку основного диска;

F_{Z1}^{Π} - рівнодіюча сил тиску рідини з внутрішньої сторони основного диска;

F_{Z2} - сила тиску рідини на внутрішні поверхні робочого колеса;

F_{Z3} - сила тиску рідини на вхід в робоче колесо.

Сила F_{Z1}^0 спрямована в сторону всмоктування і при відсутності витоків або їх малій величині визначається за формулою:

$$F_{Z1}^0 = -\pi \cdot (r_2^2 - r_{em}^2) \cdot P_2, \quad (2.26)$$

де P_2 – тиск на виході з робочого колеса, $P_2 = 156960$ Па;

r_2 – зовнішній радіус робочого колеса,

$r_2 = D_2/2 = 0.130/2 = 0.065$ м;

$r_{вп}$ – радіус втулки робочого колеса, який обмежує дію на основний диск тиску P_2 ,

$$r_{вп} = 0.0165 \text{ м.}$$

$$F_{Z1}^0 = -3.14 \cdot (0.065^2 - 0.0165^2) \cdot 156960 = -1948 \text{ Н}$$

Сила F_{Z1}^n при лінійному законі зміни тиску по радіусу приблизно дорівнює [2]:

$$P_{Z1}^{\Pi} = \frac{2}{3} \pi \cdot \left[(P_{вх} \cdot r_2 - P_2 \cdot r_{вп}) \cdot \frac{r_2 + r_{вп}}{2} + (P_2 \cdot r_2^2 - P_{вх} \cdot r_{вп}^2) \right]. \quad (2.27)$$

$$P_{вх} = -39240 \text{ Па.}$$

$$F_{Z1}^{\Pi} = \frac{2}{3} \cdot 3.14 \cdot \left[(-39240 \cdot 0.065 - 156960 \cdot 0.0165) \cdot \frac{0.065 + 0.0165}{2} + (156960 \cdot 0.065^2 + 39240 \cdot 0.0165^2) \right] = 972 \text{ Н}$$

$$F_{Z2} = \rho \cdot Q \cdot V_0, \quad (2.28)$$

де V_0 – швидкість набігаючого потоку перекачуваної рідини;

ρ – густина перекачуваної рідини,

$$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3.$$

$$V_0 = \frac{4Q}{\pi d_0^2}, \quad (2.29)$$

де $d_0 = 0,1$ м – діаметр вхідної воронки.

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0.02778}{3.14 \cdot 0.1^2} = 3.54 \frac{м}{с},$$

$$F_{Z2} = 1000 \cdot 0.02778 \cdot 3.54 = 98 \text{ Н}.$$

$$F_{Z3} = P_{ex} \cdot \pi \cdot r_0^2. \quad (2.30)$$

$$F_{Z3} = -39240 \cdot 3.14 \cdot 0.05^2 = -308 \text{ Н}.$$

Результуюча осьова сила, що діє на ротор насоса

$$F_z = -1948 + 972 + 98 - 308 = -1186 \text{ Н}$$

і спрямована в сторону всмоктування.

2.6.2 Розрахунок радіального зусилля

В проточній частині насоса передбачено використання спірального відводу рідини від робочого колеса. При цьому радіальне зусилля, що виникає на режимах роботи близьких до оптимального, визначається за формулою [5]:

$$R = K_R \cdot \rho g H D_2 b_{2g}, \quad (2.31)$$

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили, залежить від коефіцієнта швидкохідності n_s і режиму роботи насоса,

$$K_R = 0.36;$$

$D_2 = 0,13$ м – зовнішній діаметр робочого колеса;

$d_{2g} = 0,0235$ м – ширина робочого колеса насоса на виході;

$H = 20$ м – розрахунковий напор насоса.

$$R = 0.36 \cdot 1000 \cdot 9.81 \cdot 20 \cdot 0.13 \cdot 0.0235 = 216 \text{ Н.}$$

3 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ І РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

3.1 Вибір підшипників

Розрахунок підшипників виконаний за методикою, наведеній в [1, 6].
Розрахункова схема для визначення навантажень, що діють в опорах, наведена на рисунку 3.1.

Рисунок 3.1 – Розрахункова схема навантажень

$$F_1 = G_k + G_{д.б.} + R, \quad (3.1)$$

де G_k – вага робочого колеса і спеціального болта, Н;

$G_{д.б.}$ – відцентрова сила від дизбалансу центру ваги робочого колеса відносно осі його обертання, Н;

R – радіальнаа сила у відводі, Н.

$$G_k = m_k \cdot g, \quad (3.2)$$

де m_k – маса робочого колеса і спеціального болта-обтікача, $m_k = 1$ кг.

$$G_k = 1 \cdot 9.81 = 9.81 \text{ Н.}$$

$$G_{дб.} = m_{дб.} V^2 / r = m_{дб.} \cdot r (\pi n / 30)^2, \quad (3.3)$$

де $r = D/2$ – зовнішній радіус робочого колеса, м.

Згідно технічним вимогам креслення робочого колеса дизбаланс не повинен перевищувати 20 г·см.

$$G_{дб.} = 0,0002 \cdot 0,065 (3,14 \cdot 3800 / 30)^2 = 2,06 \text{ Н.}$$

$$F_1 = 9.81 + 2.06 + 216 = 228 \text{ Н.}$$

$$F_2 = G_6,$$

де G_6 – вага барабана

$$G_6 = m_6 \cdot g, \quad (3.4)$$

де $m_6 = 0,8$ кг – маса барабана

$$F_2 = 0.8 \cdot 9.81 = 7.8 \text{ Н.}$$

R_A і R_B – реакції відповідно в опорах А і В;

F_z – осьове навантаження.

Визначення реакцій в опорах А і В проведено з умови рівноваги вала. Сума моментів усіх сил, що діють на вал, відносно опори А повинна дорівнювати нулю:

$$F_1 \cdot l_1 - R_B \cdot l_2 - F_2 (l_2 - l_3) = 0. \quad (3.5)$$

Звідки

$$R_B = \frac{F_1 \cdot l_1 - F_2(l_2 + l_3)}{l_2}.$$

Підставивши значення маємо:

$$R_B = \frac{228 \cdot 0.145 - 7.8(0.11 + 0.04)}{0.11} = 289.9 \text{ Н}$$

Сума моментів всіх сил, що діють на вал, також повинна дорівнювати нулю відносно опори В

$$F_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - F_2 \cdot l_3 = 0. \quad (3.6)$$

$$R_A = \frac{F_1(l_1 + l_2) - F_2 \cdot l_3}{l_2},$$

$$R_A = \frac{228(0.145 + 0.11) - 7.8 \cdot 0.04}{0.11} = 525.7 \text{ Н}.$$

Перевірка правильності визначення реакцій в опорах

$$\Sigma F_y = 0 \quad \text{або} \quad -F_1 + R_A - R_B - F_2 = 0, \quad (3.7)$$

$$-228 + 525.7 - 289.9 - 7.8 = 0.$$

Таким чином, реакції визначені вірно як за величиною, так і за напрямком.

У конструкції насоса гідравлічні зусилля, що діють на ротор насоса, сприймаються радіальними кульковими підшипниками кочення N308 і N205. Схема розташування підшипників наведена на рисунку 3.2.

Прийняті позначення:

F_{r1} , F_{r2} –сталі за величиною і напрямком радіальні навантаження відповідно в опорах А і В;

$$F_{r1} = R_A;$$

$$F_{r2} = R_B;$$

$F_a = F_z$ –стала за величиною і напрямком осьова сила.

Визначимо довговічність підшипників.

Еквівалентне динамічне навантаження P знаходиться за формулою:

$$P = (V \cdot X \cdot F_2 + Y \cdot F_a) K_6 K_T, \quad (3.8)$$

де X – безрозмірний коефіцієнт радіального навантаження;

Y – безрозмірний коефіцієнт осьового навантаження;

V – безрозмірний коефіцієнт обертання;

K_b – безрозмірний коефіцієнт безпеки;

K_T – безрозмірний температурний коефіцієнт.

$V = 1$, оскільки відносно вектора навантаження обертається внутрішнє кільце.

За умовами роботи $K_b = 1,1$; $K_T = 1$.

Вихідні дані підшипників [1].

N308 $C = 3190 \text{ кгс} = 31294 \text{ Н}$

$C_0 = 2270 \text{ кгс} = 22269 \text{ Н}$

N205 $C = 1100 \text{ кгс} = 10791 \text{ Н}$

$C_0 = 709 \text{ кгс} = 6955 \text{ Н}$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника;

C_0 – статична вантажопідйомність підшипника.

Опора А (підшипник N308) сприймає як радіальне, так і осьове навантаження

$$F_A/C_0 = 1186/22269 = 0.053.$$

Параметр осьового навантаження $e = 0,26$.

Співвідношення $F_a/VF_r = 1186/1 \cdot 525,7 = 2,26 > e$

За даними таблиці [1]:

$$X_1 = 0.56; Y_1 = 1.71;$$

$$P_1 = (0.56 \cdot 525.7 + 1.71 \cdot 1186) \cdot 1.1 = 2555 \text{ Н.}$$

Опора В (підшипник N205) сприймає тільки радіальне навантаження:

$$\frac{F_a}{V V_r} < e.$$

Приймаємо $X_2 = 1, Y_2 = 0$

$$P_2 = 289.9 \cdot 1.1 = 319 \text{ Н.}$$

Визначаємо довговічність підшипників:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad (3.9)$$

де n – частота обертання підшипника, об/хв;

$p = 3$ – степенний показник.

$$\left(L_h \right)_1 = \frac{10^6}{60 \cdot 3800} \left(\frac{31294}{2555} \right)^3 = 8059 \text{ годин}$$

$$\left(L_h \right)_2 = \frac{10^6}{60 \cdot 3800} \left(\frac{10791}{319} \right)^3 = 169777 \text{ годин}$$

3.2 РОЗРАХУНОК ВАЛА НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ І ВТОМУ

Вихідні дані для розрахунку:

- діаметр вала під робочим колесом – $d = 0.028$ м;
- матеріал вала – сталь 40Х;
- границя міцності при розтягуванні - $\sigma_b = 9.81 \cdot 10^8$ Н/м²;
- границя текучості - $\sigma_T = 7.85 \cdot 10^8$ Н/м².

При розрахунку вала на статичну міцність, визначаємо запас міцності по границі текучості:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{екв}} , \quad (3.10)$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження, Н/м²;

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_k^2} , \quad (3.11)$$

де σ_u – найбільше нормальне напруження при згинанні моментом M_u ;

τ_k – найбільше дотичне напруження при крученні моментом M_k .

Найбільше нормальне напруження при згинанні:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} . \quad (3.12)$$

Найбільше дотичне напруження при крученні:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} , \quad (3.13)$$

де M_u – найбільший згинаючий момент, Н*м;

M_k – найбільший крутний момент, Н*м;

W_u – осьовий момент опору, м³;

W_p – полярний момент опору, м³.

Найбільший згинаючий момент виникає в перерізі під робочим колесом (епюра M_u – рисунок 3.3).

Рисунок 3.3 – Епюра згинаючих моментів M_u , Н·м²

$$M_u = F_1 \cdot l_1 = 228 \cdot 0.145 = 33.06 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Переріз вала під робочим колесом послаблений шпоночним пазом шириною $b = 0.008$ м і глибиною $t = 0.004$ м.

Тоді осьовий момент опору [7]:

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)}{2}. \quad (3.14)$$

$$W_u = \frac{3.14 \cdot 0.028^3}{32} - \frac{0.008 \cdot 0.004(0.028 - 0.004)}{2} = 1.77 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

У небезпечному перерізі

$$\sigma_u = \frac{33.06}{1.77 \cdot 10^{-6}} = 18677966 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

Крутний момент, що діє на вал, визначаємо за потужністю N та кутовою швидкістю W

$$M_k = \frac{N}{W} = \frac{30N}{\pi n}. \quad (3.15)$$

Полярний момент опору перерізу вала під робочим колесом знаходимо за формулою [7]:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)}{2}. \quad (3.16)$$

У небезпечному перерізі

$$\tau_k = \frac{23.89}{3.92 \cdot 10^{-6}} = 6094388 \frac{H}{m^2}.$$

Найбільші еквівалентні напруження виникають в перерізі вала під робочим колесом. Цей переріз є небезпечним і розрахунок проводимо для нього:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{18677966^2 + 3 \cdot 6094388^2} = 21454396 \frac{H}{m^2}.$$

Запас міцності по границі текучості:

$$n_T = \frac{7.85 \cdot 10^8}{21454396} = 36.6$$

При розрахунку вала на втому при одночасній дії нормальних і дотичних напружень визначають запас міцності за формулою [7]:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} > [n], \quad (3.17)$$

де n_σ - запас витривалості по нормальним напруженням;

n_τ - запас витривалості по дотичним напруженням;

$[n]$ – допустиме значення запаса виносливості.

У загальному випадку асиметричних циклів напружень запаси витривалості визначаємо за формулами формулам [7]:

- для нормальних напружень

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma} \cdot \tau_a}{\beta \cdot \varepsilon_{\tau}} + \psi_{\sigma} \cdot \tau_m} > [n], \quad (3.18)$$

- для дотичних напружень

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau} \cdot \tau_a}{\beta \cdot \varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} > [n], \quad (3.19)$$

де σ_{-1}, τ_{-1} – границі витривалості при симетричному циклові напружень;

K_{σ}, K_{τ} - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

β - коефіцієнт поверхневого зміцнення;

ε_{σ} и ε_{τ} - масштабні фактори, що враховують вплив розмірів перерізу вала;

ψ_{σ} и ψ_{τ} - коефіцієнти відчутності матеріалу до асиметрії циклу;

σ_a и τ_a – амплітуда циклу напружень;

σ_m и τ_m – середнє напруження циклу.

У нашому випадку для сталі 40Х

$$\sigma_{-1} = 0.45\sigma_B = 0.25 \cdot 9.81 \cdot 10^8 = 2.45 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2;$$

$$\tau_{-1} = 0.25\sigma_B = 0.25 \cdot 9.81 \cdot 10^8 = 2.45 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2.$$

Амплітудні і середні напруження визначаються за формулами [7]:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad (3.20)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \quad (3.21)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad (3.22)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}. \quad (3.23)$$

При розрахунку вала без врахування розтягнення і стиснення, що відповідає симетричному циклу зміни напружень в перерізах валу, середнє напруження циклу при згині $\sigma_m = 0$, а амплітуда за цикл

$$\sigma_a = \sigma_u,$$

де σ_u – дійсне нормальне напруження при згині в розрахунковому перерізі, Н/м².

При сталому обертанні вала або при рідкому його реверсуванні приймають, що дотичні напруження при крученні змінюються в ньому по пульсуючому циклу і, відповідно:

$$\tau_m = \tau_a = 0.5\tau_k, \quad (3.24)$$

де τ_k – дійсне дотичне напруження при крученні в розрахунковому перерізі вала, Н/м².

$$\tau_m = \tau_a = 0.5 \cdot 6094388 = 3047194 \text{ Н/м}^2.$$

K_σ и K_τ розраховують в залежності від форми деталі [7] і від шорскості поверхні [7]:

$$K_\sigma = K_{\sigma\phi} + K_{\sigma n} - 1, \quad (3.25)$$

$$K_\tau = K_{\tau\phi} + K_{\tau n} - 1, \quad (3.26)$$

де $K_{\sigma\phi}$ и $K_{\tau\phi}$ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень від форми:
 $K_{\sigma\phi} = 2.15$; $K_{\tau\phi} = 2.05$.

$K_{\sigma n}$ и $K_{\tau n}$ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень від стану поверхні: $K_{\sigma n} = 1$; $K_{\tau n} = 1$.

$$K_\sigma = 2.15 + 1 - 1 = 2.15;$$

$$K_\tau = 2.05 + 1 - 1 = 2.05.$$

$$\beta = 1.4; \quad \psi_\sigma = 0.1;$$

$$\varepsilon_\sigma = 0.9; \quad \psi_\tau = 0.05;$$

$$\varepsilon_\tau = 0.85.$$

Тоді запаси міцності по нормальним та дотичним напруженням:

$$n_\sigma = \frac{4.41 \cdot 10^8}{\frac{2.15 \cdot 18677966}{1.4 \cdot 0.9}} = 13.8;$$

$$n_{\tau} = \frac{2.45 \cdot 10^8}{\frac{2.05 \cdot 3047194}{1.4 \cdot 0.85} + 0.05 \cdot 3047194} = 45.4.$$

Загальний запас міцності

$$n = \frac{13.8 \cdot 45.4}{\sqrt{13.8^2 + 45.4^2}} = 13.2.$$

Згідно [7] допустимий запас міцності на статичну міцність $[n_{\tau}] = 1.2-1.8$, а на міцність на втому $[n] = 1.5-2.5$.

Значить, отримані при розрахунках запаси міцності перевищують допустимі.

3.3 РОЗРАХУНОК ШПОНОЧНИХ З'ЄДНАНЬ

У даній розрахунково-пояснювальній записці виконаний розрахунок шпоночного з'єднання під робочим колесом. Провірочний розрахунок шпоночного з'єднання під шестернею і барабаном не проводився, оскільки вони запозичені з мотопомпи ММ 7/100 і розраховані на більш високі напруження зім'яття.

Розрахунок шпоночного з'єднання під робочим колесом виконаний за методикою, що викладена в [7].

Напруження зім'яття визначаються за формулою:

$$\sigma_{\tilde{n}l} = \frac{2M_k}{d \cdot k \cdot l}, \quad (3.27)$$

де d – діаметр вала, $d = 0.028$ м;

l – робоча довжина шпонки, $l = 0.025$ м;

k – виступ шпонки від шпоночного пазу, $k = 0.003$ м;

M_k – найбільш можливий крутний момент, $M_k = 24$ Н·м.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 24}{0.028 \cdot 0.003 \cdot 0.025} = 2.29 \cdot 10^7 \frac{H}{m^2}.$$

Допустиме напруження зім'яття для матеріалу вала $[\sigma_{cm}] = 1.47 \cdot 10^8$ Н/м².

Для шпоночного з'єднання умова міцності $\sigma_{cm} \leq [\sigma_{cm}]$ виконується.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 ЗАХОДИ БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОТОПОМПИ

При експлуатації мотопомпи, проведенні технічного обслуговування та ремонту необхідно чітко виконувати наступні вимоги.

До роботи допускається тільки технічно працездатна мотопомпа, яка пройшла чергове технічне обслуговування.

Всі операції по технічному обслуговуванню і ремонту мотопомпи виконувати при непрацюючому двигуні, крім випадків регулювання системи живлення. Інструмент та пристрої повинні бути в робочому стані.

Не торкатись під час роботи двигуна оголених частин проводів, які йдуть від генератора до високовольтного трансформатора і далі до свічки запалення.

Для запобігання опіків не торкатись до горячих деталей системи випуску газів безпосередньо після зупинки двигуна.

Відпрацьовані гази двигуна отруйні, оскільки містять оклерод (угарний газ). Проводити пуск та прогрів двигуна в закритому приміщенні з поганою вентиляцією не допускається.

При проведенні технічного обслуговування та під час роботи мотопомпи виконуватись всі заходи, що виключають можливість виникнення пожежі.

Не допускається:

- користуватись відкритим полум'ям та палити під час приготування палива і його заливанні в паливний бак;

- тримати мотопомпу з відкритим отвором заливної горловини паливного бака;

- заливати в бак паливо працюючого двигуна;

- прогрівати двигун відкритим полум'ям для полегшення запуску при низьких температурах;

- працювати в умовах підтікання палива в системі живлення;

- залишати ганчірки матеріали, які легко загоряються, біля працюючої мотопомпи;

- протирати мотопомпу ганчіркою, яка змочена бензином.

Заливання палива в бензобак необхідно проводити невеликими порціями, не допускаючи переповнення бака і попадання палива на глушник та двигун. У разі розливання паливної суміші під час заправки залиті місця ретельно протерти.

Місця роботи і зберігання мотопомпи повинні бути обладнані засобами пожежогасіння.

Етилований бензин (він пофарбований для відрізняння від бензинів без антидетонаційної присадки) дуже отруйний и може спричинити важкі отруєння при попаданні на шкіру та при вдихуванні його пари.

Тому під час роботи з етилованим бензином необхідно виконувати особливі заходи безпеки:

- паливну суміш готувати в добре провітрюваному приміщенні;

- під час заправки паливного баку знаходитись з навітреної сторони мотопомпи;

- не підсмоктувати бензин через шланг ротом;

- не застосовувати бензин для промивання рук, при попаданні етилованого бензину на шкіру – зразу ж змити теплою водою з милом. Одяг, облитий бензином, зняти і просушити на відкритому повітрі на протязі 2-х годин.

Під час розборки і ремонту системи живлення зняті деталі витримати на протязі 10-15 хвилин у гасовій ванні.

Крім вищевикладеного, забороняється:

- приступати до роботи з мотопомпою, попередньо не ознайомившись з інструкцією по експлуатації;

- протирати поверхні та проводити підтягування кріплення на працюючій мотопомпі;

- знаходитись у радіусі до 5 м від працюючої мотопомпи більше 2-х годин за добу без акустичного захисту

- проводити ремонт та обслуговування електрообладнання з підключеною акумуляторною батареєю.

4.2 Розрахунок шумових зон під час роботи мотопомпи

Насосний агрегат, що проектується, складається з двох основних вузлів: власне насоса та двигуна внутрішнього згорання з мультиплікатором. Кожний з цих вузлів є джерелом шуму, який є шкідливим виробничим фактором, якщо його рівень перевищує допустимі норми.

Для аналізу способів захисту персоналу від впливу шуму під час роботи агрегату, визначимо спочатку його загальний рівень впливу. Згідно [10, 11] загальний рівень звукового тиску від декількох джерел шуму різної потужності визначається за формулою:

$$L_{HЛ} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1 L_i}, \quad (4.1)$$

де L_i – рівень шуму i -го джерела.

У нашому випадку, виходячи з паспортних даних агрегату, маємо:

L_1 – допустимий рівень шуму відцентрових насосів малої потужності при короткотерміновому обслуговуванні – 80 дБ;

L_2 – рівень шуму двигуна внутрішнього згорання з мультиплікатором та глушителем складає 95 дБ (ТУ 3.284.05-89).

Тоді загальний рівень шуму агрегату буде дорівнювати:

$$L_{на} = 10 \lg(10^{0.1 \cdot 80} + 10^{0.1 \cdot 95}) = 95.1 \text{ дБ.}$$

Згідно ГОСТ 12.1.003 допустимий рівень звукового тиску (в октавній частині з середньгеометричною частотою 1000 Гц, так звана шкала «А») для виконання всіх видів робіт на постійних робочих місцях у промислових приміщеннях та на території підприємств складає 75 дБ. Таким чином, перевищення допустимих рівнів шуму в нашому випадку складає 20 дБ.

Для вибору організаційно-технічних заходів по захисту персоналу від дії шкідливого шуму на організм та органи слуху, радіус небезпечної зони визначаємо із співвідношення:

$$L_{PT} = L_{na} - 20 \lg \left(\frac{r^2}{r_1} \right). \quad (4.2)$$

Прийнявши за L_{PT} допустимий нормативний рівень звукового тиску рівним 75 дБ, $r_1 = 1$ м, визначимо, на якій відстані r_2 можна розташовувати робочу точку:

$$75 = 95,1 - 20 \lg(r_2/1)$$

$$20 \lg r_2 = 95,1 - 75$$

$$20 \lg r_2 = 20,1$$

$$\lg r_2 = 1,005$$

$$\text{звідки } r_2 = 10 \text{ м.}$$

Таким чином, зона с радіусом 10 м навколо агрегату буде мати підвищений в порівнянні з допустимим рівень шуму. Ця зона повинна бути

огорожена і розвішані таблички: «Небезпечна зона», «Працювати в навушниках».

Як було вказано раніше, проектуємий агрегат є переносним і може устатковуватись для роботи в різних місцях на відкритій території підприємств. Відстань до безпечної зони або мінімальна відстань на яку повинен бути віддалений агрегат від приміщень, наприклад, конструкторське бюро, де рівень шуму не повинен перевищувати 50 дБ (ГОСТ 12.1.003) складе (формула 4.2):

$$50 = 95,1 - 20 \lg (r_2/1)$$

$$20 \lg r_2 = 45,1$$

$$\lg r_2 = 2,25$$

$$\text{або } r_2 = 180 \text{ м.}$$

Таким чином, без застосування звуковідбиваючих або звукопоглинаючих засобів (захисних екранів) та інших конструкцій, агрегат неможна розміщати ближче 180 м від виробничих або жилих приміщень.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроения. В 3-х томах. Т.2 – 5-е изд., перераб. и доп. – М.-Л.: Машиностроение, 1979. – 559 с.
2. Байбиков А.С., Караханьян В.К. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 334 с.
3. Машин А.Н. Расчет и проектирование спирального отвода и полуспирального подвода центробежного насоса. Учебное пособие по курсу лопастные насосы и насосные станции. – М.: МЭИ, 1980. – 43 с.
4. Михайлов А.К. Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
5. Лопастные насосы: Справочник / В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир и др. Под общ.ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. – Л.: Машиностроение. Ленинград.отд., 1986. – 334 с.
6. Справочник металлиста. В 5-и томах. Т.1. Изд. 3-е, перераб. Под ред. С.А. Чернавского и В.Ф. Решикова. – М.: Машиностроение, 1967. – 768 с.
7. Краткий справочник к расчетам деталей машин. Гузенков П.Г. – Высшая школа, 1967. – 312 с.
8. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев и др. Под общ.ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464
9. Стандарт ISO 6184-87 «Насосы динамические. Методы испытаний».

10. Белов С.В., Юдин Е.Я. Охрана труда в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1983.

11. Долин П.А. Справочник по технике безопасности. – М.: Энергоиздат, 1982.